



⑯ BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES

PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift

⑯ DE 196 24 083 A 1

⑯ Int. Cl. 8:

F 16 H 1/20

F 16 H 57/12

DE 196 24 083 A 1

⑯ Anmelder:

Renk AG, 86159 Augsburg, DE

⑯ Vertreter:

Allgeier & Vetter, 86199 Augsburg

⑯ Teil in: 196 54 896.9

⑯ Erfinder:

Hirt, Manfred, Prof. Dr., 86199 Augsburg, DE; Hösle, Helmut, 86420 Diedorf, DE

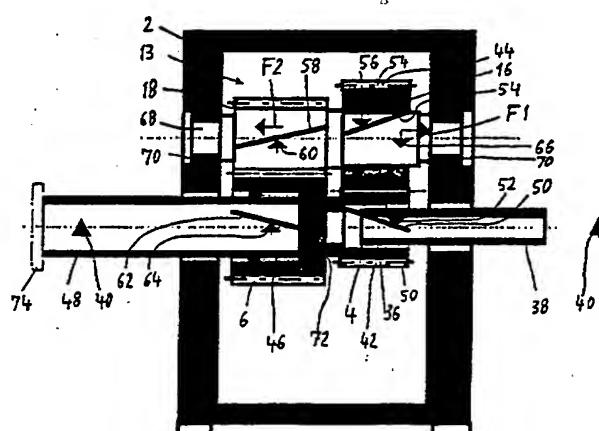
⑯ Entgegenhaltungen:

DE	34 14 957 C2
DE-PS	6 68 668
DE-PS	4 83 026
DE-PS	3 85 431
DE-AS	21 09 391
US	24 96 857

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ Getriebe

⑯ Getriebe mit Leistungsteilung und Lastausgleich zwischen den einzelnen Getriebezweigen (11 bis 15) durch Druckfluid (20) oder Federmittel.



DE 196 24 083 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 10. 97 702 061/43

13/23

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Getriebe gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1.

Durch die Erfindung soll die Aufgabe gelöst werden, Leistungsverluste im Getriebe zu reduzieren und es so auszubilden, daß auch hohe Leistungen von beispielsweise mehr als 200 Megawatt übertragen werden können. Dabei soll die Baugröße des Getriebes und die Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder möglichst klein sein. Je größer der Durchmesser und je größer die Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder ist, desto größer ist die Gefahr, daß die Zahnräder bei hohen Belastungen "explodieren", wenn unvorhergesehene Situationen eintreten und das Getriebe nicht ausreichend Sicherheitsfaktoren enthält.

Diese Aufgabe wird gemäß der Erfindung durch Anspruch 1 gelöst.

Weitere Merkmale der Erfindung sind in den Untersprüchen enthalten.

Die Erfindung wird im folgenden mit Bezug auf die Zeichnungen anhand von bevorzugten Ausführungsformen als Beispiele beschrieben. In den Zeichnungen zeigen

Fig. 1 ein Räderschema eines Getriebes nach der Erfindung in Stirnansicht und unmaßstäblich,

Fig. 2 schematisch einen Axialschnitt des Getriebes von Fig. 1,

Fig. 3 schematisch und vergrößert den in Fig. 2 dargestellten Getriebebezug,

Fig. 4 einen Axialschnitt des Getriebebezugs von Fig. 3 gemäß einer besonderen Verwendung,

Fig. 5 schematisch und vergrößert eine weitere Ausführungsform des Getriebebezugs von Fig. 2,

Fig. 6 schematisch und vergrößert eine nochmals weitere Ausführungsform eines Getriebebezugs des Getriebes von Fig. 1.

Die in den Zeichnungen dargestellten Getriebe eignen sich für sehr hohe Leistungen von beispielsweise mehr als 200 Megawatt, für sehr hohe Antriebsdrehzahlen von beispielsweise mehr als 6000 U/min und für beliebige Untersetzungen oder Übersetzungen, insbesondere jedoch für Untersetzungen. Dies bedeutet, daß sie sich insbesondere für den Antrieb durch Turbinen, beispielsweise Gasturbinen, Dampfturbinen, Wasserturbinen eignen. Die Abtrittsdrehzahlen können beispielsweise zwischen 1000 und 4000 U/min liegen. Die Umfangsgeschwindigkeiten der Zahnräder können sehr hoch sein. Diese Werte sind nur als Beispiele genannt, um zu zeigen, daß die Getriebe nach der Erfindung nicht nur für kleine Leistungen, sondern insbesondere für sehr große Leistungen geeignet sind. Bei der folgenden Beschreibung wird zum leichteren Verständnis ein Zahnrad als Antriebszahnrad und ein anderes als Abtriebszahnrad beziehungsweise ein Zahnrad als Eingangszahnrad und das andere als Ausgangszahnrad bezeichnet, in der Weise, daß das Getriebe als Untersetzungsgetriebe arbeitet. Bei anderen Anwendungen könnte jedoch der Kraftfluß auch entgegengesetzt durch das Getriebe hindurch erfolgen, so daß dann aus dem Antriebszahnrad ein Abtriebszahnrad wird und umgekehrt, und aus dem Eingangszahnrad ein Ausgangszahnrad und umgekehrt wird. Die als Beispiele beschriebenen Getriebe nach der Erfindung haben fünf Getriebebezüge und damit eine fünffache Leistungsaufteilung. Gemäß anderen Ausführungsformen können auch mehr oder weniger Getriebebezüge zur Leistungsteilung verwendet werden. Wenn mindestens drei Getriebebezüge zur

Leistungsteilung verwendet werden, können die zwischen Ihnen gehaltenen Antriebszahnrad und Abtriebszahnrad ungelagert sein und von den Zahnräden der Getriebebezüge zentriert werden. Wenn nur zwei Getriebebezüge zur Leistungsteilung verwendet werden, müssen das Antriebszahnrad und das Abtriebszahnrad in Lagern gelagert werden.

Das in Fig. 1 schematisch in Stirnansicht als Räderschema dargestellte Getriebe hat ein Getriebegehäuse 2, ein zentrales Antriebszahnrad oder Ritzel 4, ein axial dahinter angeordnetes zentrales Abtriebszahnrad 6, fünf in gleichen Umfangsabständen voneinander angeordnete Getriebebezüge 11, 12, 13, 14 und 15 achsparallel zu dem Antriebszahnrad 4 und dem Abtriebszahnrad 6. Jeder Getriebebezug hat ein mit dem Antriebszahnrad 4 in Eingriff stehendes Eingangszahnrad 16 und ein mit dem Abtriebszahnrad 6 in Eingriff stehendes Ausgangszahnrad 18. Das Ausgangszahnrad 18 ist axial hinter dem Eingangszahnrad 16 angeordnet. Ferner zeigt Fig. 1 eine Druckflüssigkeitsquelle 20, welche über einen Druckregler 22, ein Ventil 24 und eine Druckfluidleitung 26 mittels Anschlußmitteln 28 lösbar an eine Ringleitung 30 angeschlossen ist. Die Ringleitung 30 ist über weitere Anschlußmittel 32 bei jedem Getriebebezug 11 bis 15 an eine Fluiddruckkammer des Eingangszahnrades 16 lösbar angeschlossen. An die Fluiddruckleitung und/oder die Ringleitung 30 kann ein Druckmeßgerät 34 zur Messung angeschlossen sein. Das Druckfluid ist vorzugsweise eine Hydraulikflüssigkeit.

Fig. 2 zeigt das Getriebe von Fig. 1 im Axialschnitt, wobei von den fünf Getriebebezügen nur der obere Getriebebezug 13 sichtbar ist. Das Antriebszahnrad 16 sitzt über eine interne geradverzahnte Kupplungsverzahnung oder Zahnkupplung 26 drehfest auf einer Antriebswelle 38, welche sich in Drehrichtung eines Pfeiles 40 dreht. Das Antriebszahnrad 4 hat einen Außenzahnkranz 42 mit einer Schrägverzahnung, welche mit einer korrespondierenden Schrägverzahnung eines Außenzahnkrans 44 des Eingangszahnrades 16 in Eingriff ist. Das Abtriebszahnrad 6 sitzt über eine weitere interne geradverzahnte Kupplungsverzahnung oder Zahnkupplung 46 drehfest auf einer Abtriebswelle 48, die sich gemäß einem weiteren Pfeil 40 in gleicher Drehrichtung dreht wie die Antriebswelle 38. Die treibenden Zahnflanken 50 des Antriebszahnrades werden dabei entsprechend einem Pfeil 52 entgegen der Drehrichtung 40 belastet; die angetriebenen Zahnflanken 54 der Eingangszahnräder 16 werden entsprechend einem Pfeil 56 belastet; die treibenden Zahnflanken 58 der Ausgangszahnräder 18 werden in Richtung eines Pfeiles 60 belastet; und die getriebenen Zahnflanken 62 des Abtriebszahnrades 6 werden in Richtung eines Pfeiles 64 mit Drehmoment in Zahnradumfangsrichtung belastet. Die Drehrichtung 66 der Eingangszahnräder 16 und der Ausgangszahnräder 18 ist entgegengesetzt zur Drehrichtung 40 der Antriebswelle 38 und der Abtriebswelle 48. Die Zahnflanken 54 und 58 des Eingangszahnrades 16 und des Ausgangszahnrades 18 haben unterschiedliche Flankenwinkel derart, daß in beiden Zahnräden 16 und 18 ein gleich großer Axialschub erzeugt wird. Dies hat den Vorteil, daß die Getriebebezüge 11 bis 15 keine Axiallager benötigen, mit Ausnahme eines einzigen, beispielsweise des Getriebebezugs 13 zur Verhinderung, daß die Getriebebezüge 1 bis 13 axial aus den Verzahnungen herauslaufen können. Das Eingangszahnrad 16 und das Ausgangszahnrad 18 sitzen auf einer Getriebe- welle 68, die im Gehäuse 2 durch Lager 70 gelagert ist.

Bei dem in Fig. 2 dargestellten Getriebezweig 13 dienen die Axiallager 70 auch als axialer Anschlag oder axiales Lager für die Getriebewelle 68 dieses Getriebezweiges 13. Entsprechend der gewünschten Getriebeunterstützung, hat das Eingangszahnrad 16 einen größeren Durchmesser als das Ausgangszahnrad 18, und das Antriebszahnrad 4 hat einen kleineren Durchmesser als das Abtriebszahnrad 6. Durch die genannte Auswahl der Schrägungswinkel der Zahnflanken ist die bei Drehmomentübertragung im Eingangszahnrad 16 erzeugte Axialkraft F_1 gleich der in entgegengesetzter Richtung im Ausgangszahnrad 18 erzeugten Axialkraft F_2 . Die beiden Axialkräfte F_1 und F_2 sind entgegengesetzt zueinander axial voneinander weggereichtet. Dagegen sind die wegen der Schrägverzahnung vom Antriebszahnrad 4 und vom Abtriebszahnrad 6 erzeugten, ebenfalls je gleich großen Axialkräfte axial gegeneinander gerichtet. Zur Aufnahme dieser einander entgegengesetzt gerichteten gleich großen Axialkräfte ist das Antriebszahnrad 4 über ein Axialdrucklager 72 axial am Abtriebszahnrad 6 abgestützt. Die Abtriebswelle 48 kann zusätzlich durch ein externes Axialdrucklager 74 abgestützt sein, welches in Fig. 2 nur schematisch dargestellt ist. Antriebszahnrad 4 und Abtriebswelle 38 sowie Abtriebszahnrad 6 und Abtriebswelle 48 sind im Getriebegehäuse 2 nicht gelagert und können deshalb durch die Zahnräder 16 und 18 der Getriebezweige 11 bis 15 frei zentriert werden, während das Getriebe rotiert. Gemäß anderen Ausführungsformen, insbesondere wenn nur zwei Getriebezweige verwendet werden, können die Antriebswelle 38 und Abtriebswelle 48 und das Antriebszahnrad 4 und das Abtriebszahnrad 6 im Gehäuse 2 gelagert werden. Bei jedem Getriebezweig 11 bis 15 ist das Ausgangszahnrad 18 drehfest und axial-fest mit der Getriebewelle 68 verbunden, und es besteht vorzugsweise mit der Getriebewelle 68 aus einem einzigen Stück. Im Gegensatz dazu ist das Eingangszahnrad 16 zwar auch drehfest, jedoch axial einstellbar auf der Getriebewelle 68 angeordnet.

Alle Getriebezweige 11 bis 15 sind in gleicher Weise ausgebildet, wie dies in Fig. 3 für den Getriebezweig 13 vergrößert dargestellt ist. Das Eingangszahnrad 16 ist ein Hohlrad, welches auf der Getriebewelle 68 über eine Kupplungsverzahnung 78 drehfest, jedoch axial einstellbar angeordnet ist. Die Kupplungsverzahnung 78 ist eine Geradverzahnung auf der Getriebewelle 68 und am Innenumfang des Eingangszahnrades 16. Vor der axial äußeren Stirnseite des Eingangszahnrades 16 befindet sich auf der Welle 68 ein Sicherungsring 80, an welchem ein Anschlagring 82 axial anliegt. Zwischen dem als Hohlrad ausgebildeten Eingangszahnrad 16 und dem Anschlagring 82 ist eine ringförmige Druckfluidkammer 84 gebildet. Die Druckfluidkammer 84 wird in Richtung zum Ausgangszahnrad 18 durch eine ringförmige radiale Stirnfläche 86 an einem inneren Ringbund des Eingangszahnrades 16, in der entgegengesetzten, vom Ausgangszahnrad 18 weggerichteten Richtung durch eine ringförmige radiale Stirnfläche 88 des Anschlagringes 82, am Außenumfang durch eine Innenumfangsfäche des Eingangszahnrades 16, und am Innenumfang durch die Getriebewelle 68 begrenzt. Durch axiale und radiale Bohrungen in der Getriebewelle 18 ist ein Druckfluidkanal 90 gebildet, dessen externes Ende über die Anschlußmittel 32 an die Ringleitung 30 anschließbar ist und dessen internes Ende in die Druckfluidkammer 84 mündet. Durch den Flüssigdruck des Druckfluides (Hydraulikflüssigkeit) in der Druckfluidkammer 84 kann das Eingangszahnrad 16 in der Kupplungsverzahnung 78 so

weit von einem Ringbund 92 des Anschlagringes 82 weg in Richtung zum Ausgangszahnrad 18 axial bewegt werden, ohne sich relativ zur Getriebewelle 68 zu verdrehen, bis seine getriebenen Zahnflanken 54 an den treibenden Zahnflanken 50 der Schrägverzahnung 42 des Antriebszahnrades 4 anliegen. Da der Flüssigdruck des Druckfluides über die Ringleitung 30 auf die Eingangszahnräder 16 von allen Getriebezweigen 11 bis 15 wirkt, ist über die Ringleitung 30 ein Druckausgleich möglich, durch welchen sichergestellt ist, daß die Eingangszahnräder 16 von allen Getriebezweigen mit gleicher Axialkraft gegen die treibenden Zahnflanken 50 der Schrägverzahnung 42 des Antriebszahnrades 40 angedrückt werden. Gemäß einem besonderen Verfahren nach der Erfindung wird der Flüssigdruck in der Druckfluidkammer 84 während der gesamten Betriebsdauer des Getriebes aufrechterhalten und über die Ringleitung 30 zwischen den einzelnen Getriebezweigen 11 bis 15 ausgetragen. Dadurch hat man während des gesamten Getriebetriebes einen ständigen Lastausgleich auch dann, wenn sich beispielsweise durch Temperaturänderungen die Geometrie des Getriebegehäuses oder der Zahnräder oder der Lager ändert oder sich bei einem neuen Getriebe nach einer Einlaufzeit die Geometrie der Verzahnungen der Zahnräder 4, 6, 16 und 18 ändert. Der Ringbund 92 verhindert, daß sich das Eingangszahnrad 16 soweit in Richtung vom Ausgangszahnrad 18 axial entfernen kann, daß die Druckfluidkammer 84 geschlossen würde. Eine Druckfeder 94 zwischen einer in Richtung zum Ausgangszahnrad 18 gerichteten inneren Stirnfläche des Eingangszahnrades 16 und einer inneren Stirnfläche der Getriebewelle 68 kann dazu verwendet werden, beim Abschalten des Druckfluides in der Druckfluidkammer 84 das Eingangszahnrad 16 gegen den Ringbund 94 in eine definierte Ausgangslage zurückzuführen. Die Druckfeder 94 ist mit nur sehr geringer Vorspannkraft eingespannt und hat nur eine sehr geringe Federkraft, damit sie den Lastausgleich nicht beeinträchtigt, welcher durch den Druck des Druckfluides in der Druckfluidkammer 84 erzeugt wird. Als Druckfluid wird vorzugsweise Flüssigkeit verwendet, so daß das ganze Lastausgleichssystem ein hydraulisches Lastausgleichssystem ist.

Für die Anwendungsfälle, wo sich während der Betriebsdauer die Getriebegeometrie nicht ändert, genügt es, einen Lastausgleich zwischen den einzelnen Getriebezweigen 11 bis 15 bei Betriebsbeginn oder vor Betriebsbeginn durchzuführen und dann die Eingangszahnräder 16 in den Axialposition zu fixieren, in welchen der Lastausgleich gegeben ist. Danach kann dann der Flüssigdruck abgeschaltet und die Ringleitung 30 entfernt werden. Zur axialen Fixierung der Eingangszahnräder 16 in ihren Lastausgleichs-Positionen können beispielsweise Paßscheiben oder Paßplatten verwendet werden, beispielsweise eine zweiteilige Paßscheibe 96, welche gemäß Fig. 4 zwischen den Ringbund 92 und die axial äußere Stirnseite des Eingangszahnrades 16 eingesetzt ist und eine solche axiale Dicke hat, daß sie das Eingangszahnrad 16 in der axialen Position hält, bei welcher seine angetriebenen Zahnflanken 56 an den treibenden Zahnflanken 50 des Antriebszahnrades 4 anliegen. Ebenso die angetriebenen Zahnflanken der Eingangszahnräder 16 der anderen Getriebezweige 11, 12, 14 und 15 an den treibenden Zahnflanken 50 des Antriebszahnrades 4. Anstelle von Distanzscheiben 96 könnten Stellschrauben, Exzenter, oder andere bekannte Positioniermittel verwendet werden.

Fig. 5 zeigt eine weitere Ausführungsform eines Ge-

triebezweiges nach der Erfundung, wobei in Fig. 15 als Beispiel wiederum der Getriebezweig 13 der Fig. 1 und 2 in anderer Ausführungsform dargestellt ist. Bei der Ausführungsform nach Fig. 5 wird für den Lastausgleich zwischen den einzelnen Getriebezweigen 11 bis 15 anstelle eines unter Druck stehenden Fluides ein Federmittel verwendet, im Falle von Fig. 5 ein Membranfederpaket 100, welches sich einerseits über einen Haltering 102 axial auf der Getriebewelle 68 und andererseits am Eingangszahnrad 16 axial abstützt und dadurch dieses Eingangszahnrad 16 axial in eine Richtung drängt und gegebenenfalls verschiebt, so daß seine angetriebenen Zahnflanken 54 an die treibenden Zahnflanken 50 des Antriebsrades 4 axial angelegt und mit einer vorbestimmten Axialkraft der Federmittel 100 angedrückt werden. Die Eingangszahnräder 16 von allen Getriebezweigen 11 bis 15 sind mit den gleichen Federmitteln 100 versehen, damit alle Eingangszahnräder 16 mit der gleichen axialen Kraft belastet werden, da nur dann ein Lastausgleich in dem Sinne gegeben ist, daß alle Getriebezweige 11 bis 15 die gleiche Antriebsleistung vom Antriebzahnrad 4 auf das Abtriebszahnrad 6 übertragen.

Zur Vermeidung von axialen Schwingungen der Eingangszahnräder 16 relativ zur Getriebewelle 68, können bekannte Dämpfungsmitte verwendet werden, beispielsweise eine Ölfüllung in einem dämpfenden Raum. Als Dämpfungsraum kann die Kupplungsverzahnung 68 verwendet werden, wobei die Zwischenräume zwischen den einzelnen Zähnen der Kupplungsverzahnung 78 als Drosselkanäle wirken, durch welche ein Ölauftausch zwischen zwei ringförmigen Speicherkammern 104 und 106 möglich ist. Anstatt Öl kann auch eine andere Schmierflüssigkeit verwendet werden. Bei axialer Bewegung des Eingangszahnrades 16 relativ zur Abtriebswelle 68 wird die Schmierflüssigkeit aus der einen oder anderen Speicherkammer 104 oder 106 durch die als Drosselkanäle wirkende Kupplungsverzahnung 78 hindurch in die betreffende andere Speicherkammer 106 bzw. 104 verdrängt. Zur vollständigen Füllung der beiden Speicherkammern 104 und 106 und der Zwischenräume zwischen den Zähnen der Kupplungsverzahnung 78 mit Schmierflüssigkeit können in der Getriebewelle 68 Bohrungen 108 gebildet sein. Anstelle von Membranfedern 100 könnten Druckfedern verwendet werden. Soweit keine Unterschiede beschrieben wurden, ist die Ausführungsform von Fig. 4 identisch mit der Ausführungsform von Fig. 3.

Fig. 6 zeigt eine weitere Ausführungsform eines Getriebezweiges der Getriebezweige 11 bis 15 der Fig. 1 bis 2, wobei in Fig. 6 als Beispiel wiederum der Getriebezweig 13 dargestellt ist. Der Unterschied zur Ausführungsform nach Fig. 4 besteht darin, daß zwischen der Getriebewelle 68 und dem Eingangszahnrad 16 keine geradverzahnte Kupplungsverzahnung angeordnet ist, sondern diese beiden Teile einen hydraulischen Schrumpfverband bilden, bei welchem die Innenumfangsfläche des Eingangszahnrades 16 auf eine Außenumfangsfläche der Getriebewelle 68 aufgeschrumpft ist und diese kraftschlüssige Verbindung dadurch wieder gelöst werden kann, daß Hydraulikflüssigkeit mit hohem Druck über Bohrungen 110 in der Getriebewelle 68 zwischen diese Getriebewelle 68 und das sie umgebende Eingangszahnrad 16 gedrückt wird. Im aufgeweiteten Zustand können die Eingangszahnräder 16 von allen Getriebezweigen 11 bis 15 von der Druckfluidquelle gleichzeitig mit gleichem Fluiddruck so beaufschlagt werden, um die angetriebenen Zahnflanken 54 von allen

Eingangszahnräder 16 gegen die treibenden Zahnflanken 50 der Außenverzahnung 42 des Antriebszahnrades 4 axial anzulegen, und zwar wegen des Druckausgleiches über die Ringleitung 30 an alle Eingangszahnräder 16 mit gleichem Axialdruck. Damit auch bei der Ausführungsform nach Fig. 6 die Eingangszahnräder nur eine kurze axiale Verstellstrecke hinweg verstellt werden müssen und sich nicht relativ zur Getriebewelle 68 drehen können, ist eine Axialführungs vorrichtung vorgesehen. Die Axialführungs vorrichtung für die Eingangszahnräder 16 braucht keine vollständige Kupplungsverzahnung wie die Kupplungsverzahnung 78 der Fig. 3 bis 5 zu sein, sondern im Falle von Fig. 6 genügt beispielsweise eine Nut-Feder-Verbindung, weil das Antriebsdrehmoment nicht über diese Nut-Feder-Verbindung erfolgt, sondern durch die Spannkräfte zwischen der Getriebewelle 68 und dem auf sie aufgeschrumpften Eingangszahnrad 16. Die Nut-Feder-Verbindung besteht beispielsweise aus einer in die Umfangsfläche der Getriebewelle 68 eingesetzten Führungsfeder oder Führungsstift 112, welche in eine axiale innere Nut 114 des Eingangszahnrades 16 eingreift, wobei die Nut 114 wesentlich länger als das Federelement oder Führungselement 112 ist, damit das Eingangszahnrad 16 relativ zur Getriebewelle 68 axial verstellt werden kann, wie dies mit Bezug auf die Fig. 3 und 4 beschrieben wurde. Soweit hier keine Besonderheiten beschrieben wurden, ist die Ausführungsform von Fig. 6 identisch mit der von Fig. 4. Bei der Ausführungsform nach Fig. 6 kann nur zu Betriebsbeginn oder vor Betriebsbeginn der Lastausgleich zwischen den einzelnen Getriebezweigen eingestellt werden, jedoch nicht während des Betriebes, weil die Eingangszahnräder 16 während des Betriebes nicht nur drehfest, sondern auch axial-fest mit der Getriebewelle 68 durch die Schrumpfverbindung verbunden sind.

Patentansprüche

1. Getriebe mit folgenden Merkmalen: ein mit einer schrägverzahnten Außenverzahnung (42) versehenes Antriebszahnrad (4); ein axial zum Antriebszahnrad angeordnetes, mit einer in gleicher Schräglage verzahnten Außenverzahnung versehenes Abtriebszahnrad (6); mindestens zwei Getriebezweige (11 bis 15) zur geteilten Leistungsübertragung zwischen dem Antriebszahnrad und dem Abtriebszahnrad; jeder Getriebezweig (11 bis 15) enthält ein mit dem Antriebszahnrad (4) in Eingriff stehendes und korrespondierend schrägverzahntes Eingangszahnrad (16) und ein mit dem Abtriebszahnrad (6) in Eingriff stehendes und entsprechend korrespondierend schrägverzahntes Ausgangszahnrad (18); das Eingangszahnrad (16) und das Ausgangszahnrad (18) sind axial hintereinander angeordnet und drehfest miteinander verbunden; dadurch gekennzeichnet, daß Axialführungs mittel (78; 112, 114) vorgesehen sind, durch welche das Eingangszahnrad (16) und das Ausgangszahnrad (18) der Getriebezweige (11 bis 15) relativ zueinander axial verstellbar sind, ohne daß sie sich während der axialen Verstellung relativ zueinander verdrehen können; daß Axialbelastungs mittel (84, 86, 88, 30, 32; 100) vorgesehen sind, welche alle Eingangszahnräder (16) gleichzeitig mit einer im wesentlichen gleich großen Axiallast belasten können, durch welche die Eingangszahnräder (16) axial derart verschoben werden, ohne sich relativ zum Abtriebszahnrad (18) zu drehen, daß die

angetriebenen Zahnflanken (54) von allen Eingangszahnräden (16) an die treibenden Zahnflanken (50) des Antriebszahnrades (4) zur Anlage gebracht werden.

2. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Axialbelastungsmittel bei jedem Eingangszahnrad (16) eine Druckfluidkammer (84) aufweisen, welche eine axial auf das Eingangszahnrad (16) wirkende Kammerwand (86) und eine axial entgegengesetzt auf die Getriebewelle (68) wirkende Kammerwand (88) aufweist und daß Anschlußmittel (32) vorgesehen sind, durch welche die Druckfluidkammern (84) von allen Eingangszahnräden (16) strömungsmäßig verbindbar oder verbunden sind, um einen axialen Druckausgleich zwischen ihnen zu erzeugen, welcher bewirkt, daß alle Getriebezweige (11 bis 15) einen gleich großen Anteil der Last vom Antriebszahnrad (4) auf das Abtriebszahnrad (6) übertragen.

3. Getriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß während des Getriebetriebes die Druckfluidkammern (84) von allen Eingangszahnräden (16) mit Druckfluid gefüllt und zum gegenseitigen Druckausgleich strömungsmäßig miteinander verbunden sind.

4. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Axialbelastungsmittel axial wirkende Federmittel (100) aufweisen, die bei jedem Eingangszahnrad in gleicher Weise vorgesehen sind und es axial in seine Lastausgleichsposition drängen, bei welcher alle Getriebezweige (11 bis 15) die gleiche Last vom Antriebszahnrad (4) auf das Abtriebszahnrad (6) übertragen.

5. Getriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Axial-Blokiermittel (96) vorgesehen sind, welche die für einen Lastausgleich axial positionierten Eingangszahnräder (16) nach Erreichen ihrer Lastausgleichspositionen axial blockieren.

6. Getriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangszahnrad (16) jedes Getriebezweiges (11 bis 15) auf einer Getriebewelle (68) angeordnet ist, die mit dem Ausgangszahnrad (18) des betreffenden Getriebezweiges drehfest und axial-fest verbunden ist.

7. Getriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Axialführungsmittel (78; 112, 114) je zwischen dem Eingangszahnrad (16) und der Getriebewelle (68) des betreffenden Getriebezweiges angeordnet sind.

8. Getriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Axialführungsmittel je eine geradverzahnte Kupplungsverzahnung (78) aufweisen.

9. Getriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangszahnrad (16) je durch einen hydraulisch aufweitbaren und dadurch lösbar Schrumpfverband auf der Getriebewelle (68) sitzt.

- Leerseite -

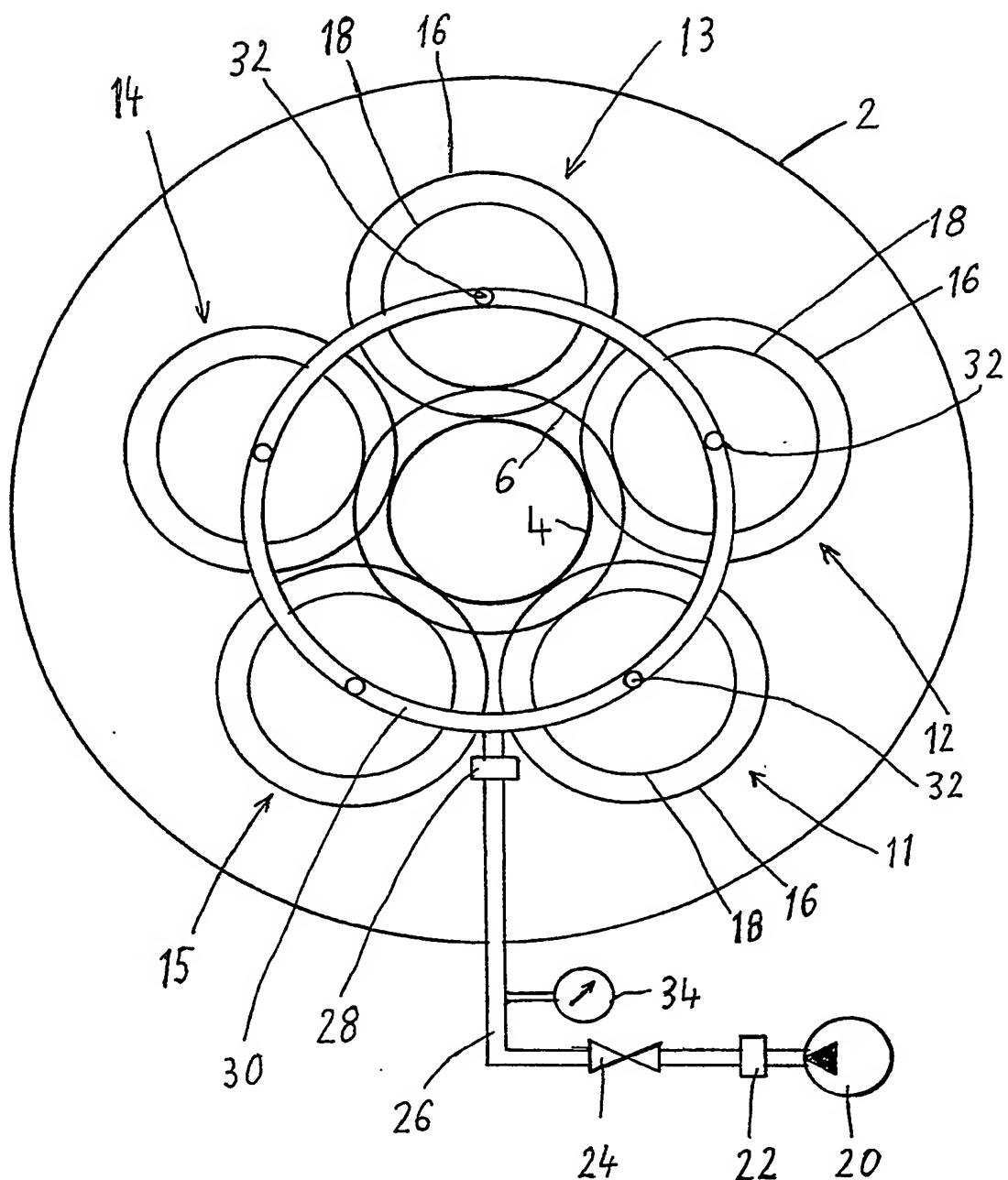
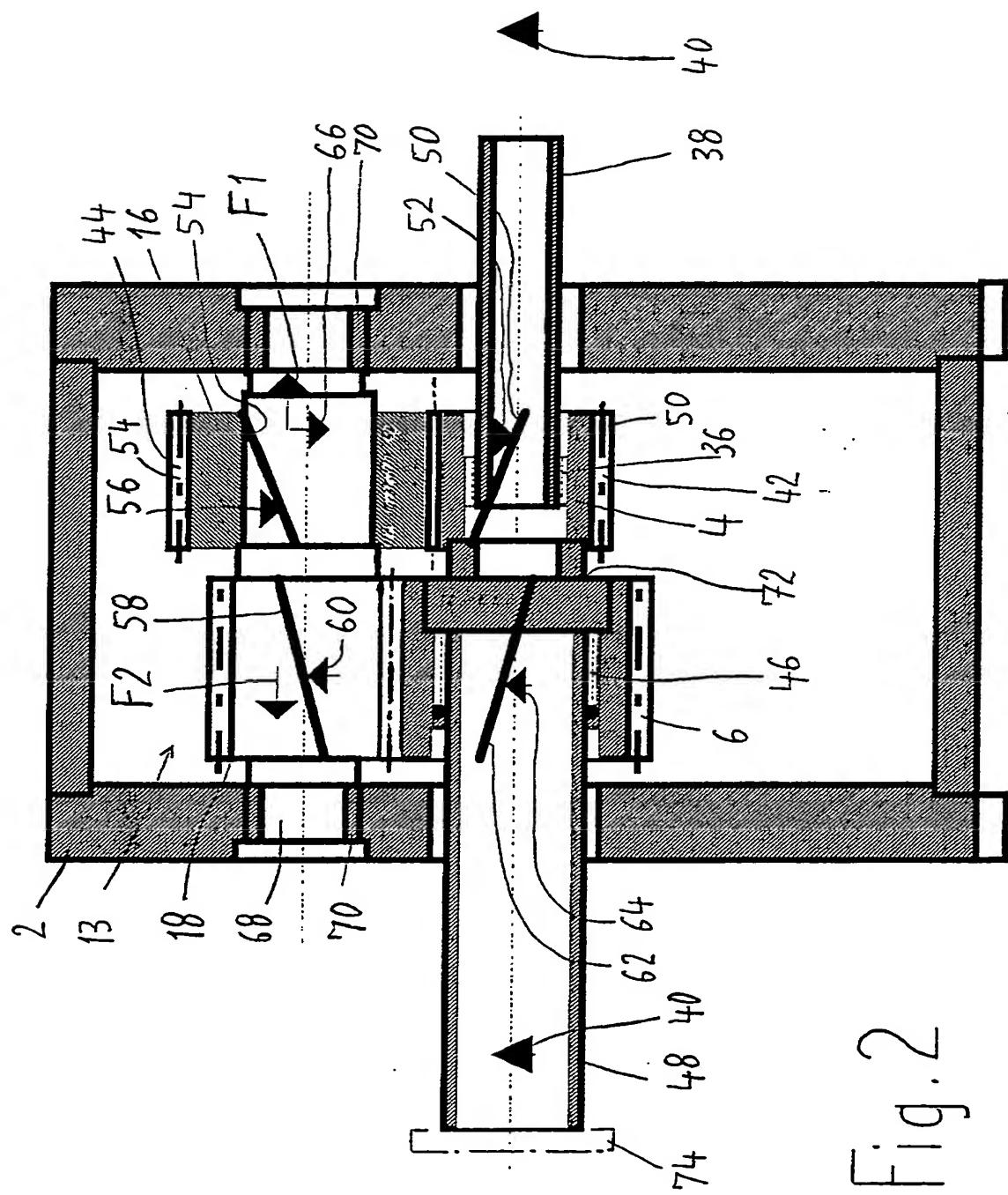
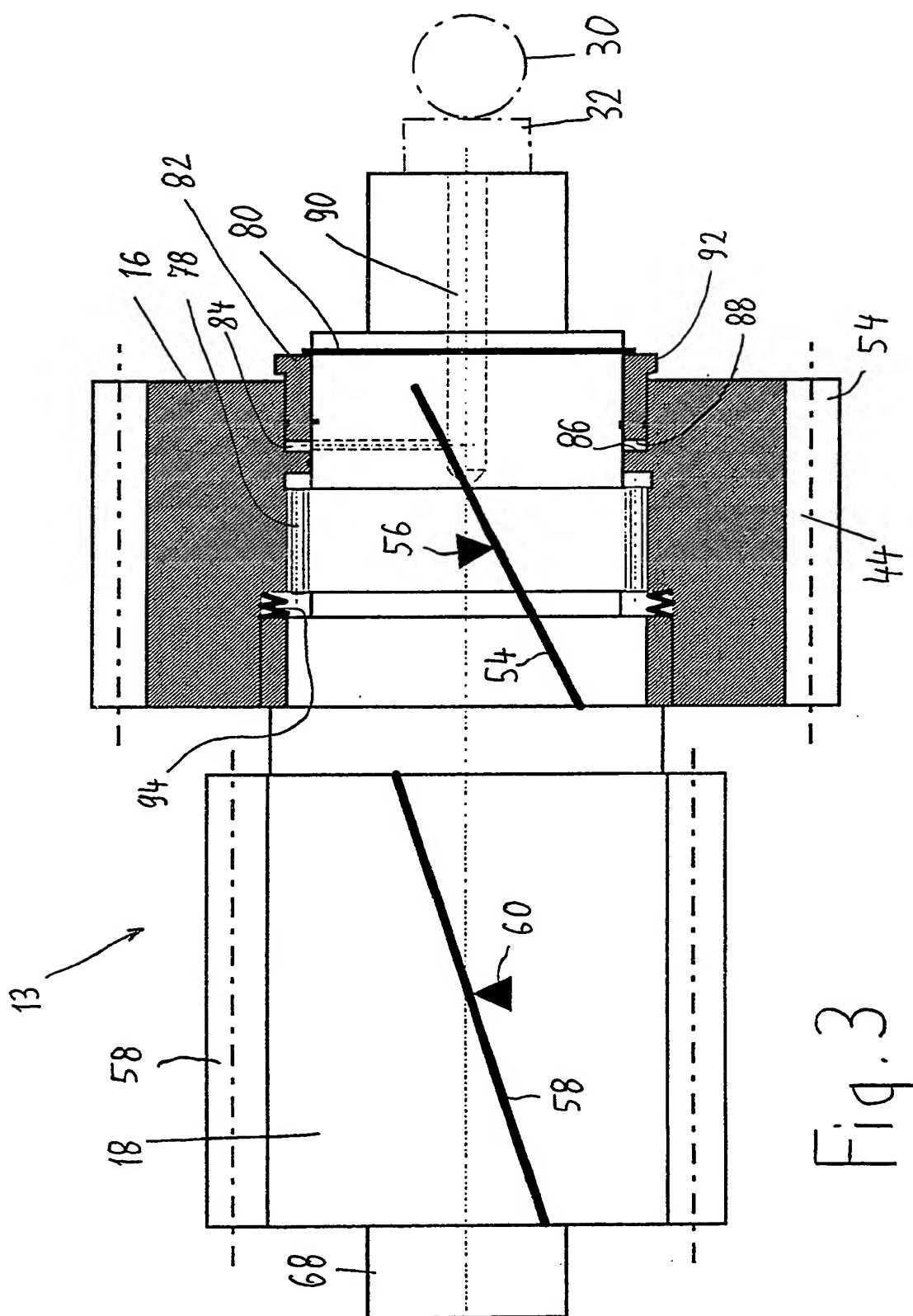
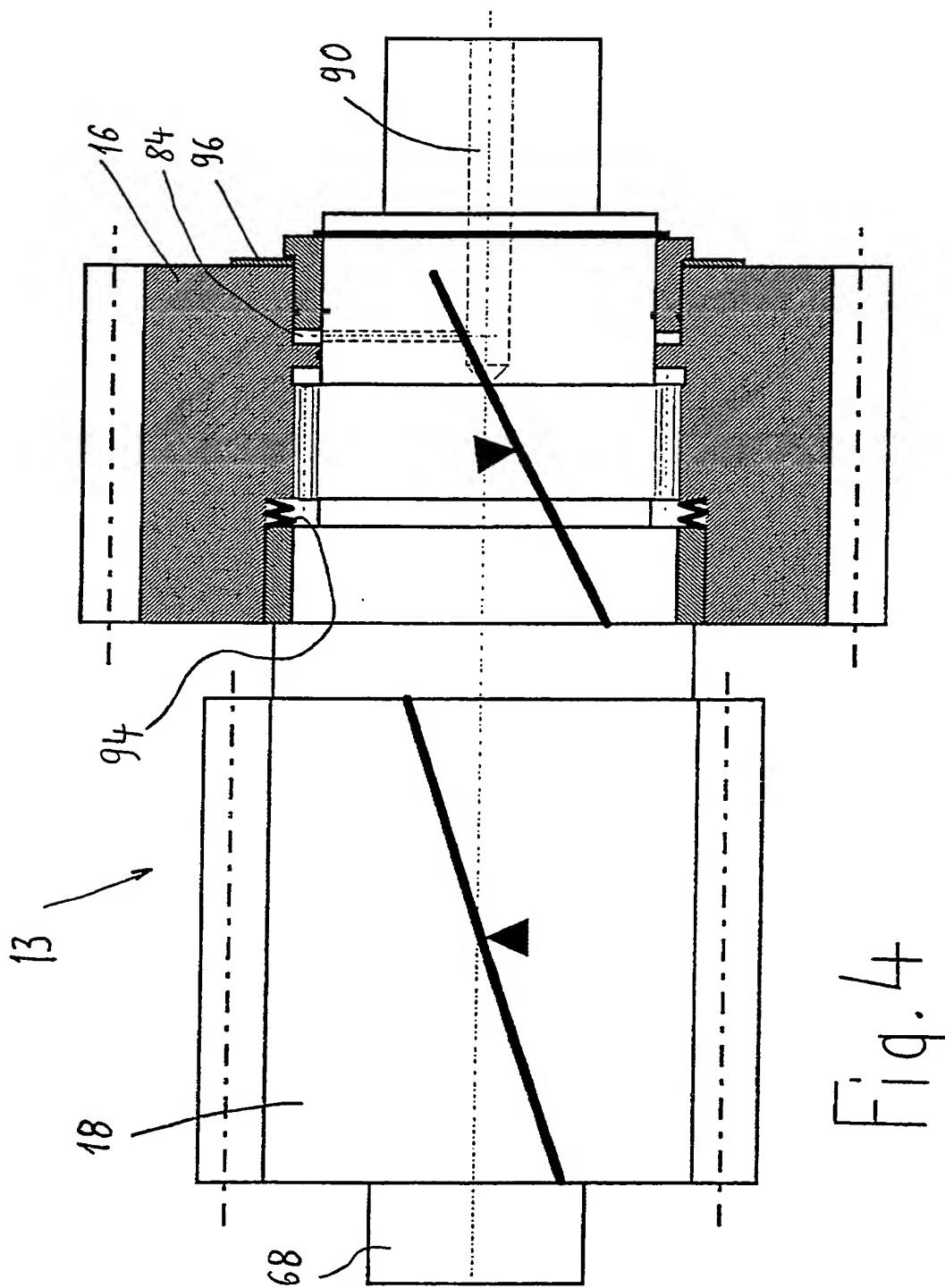


Fig. 1







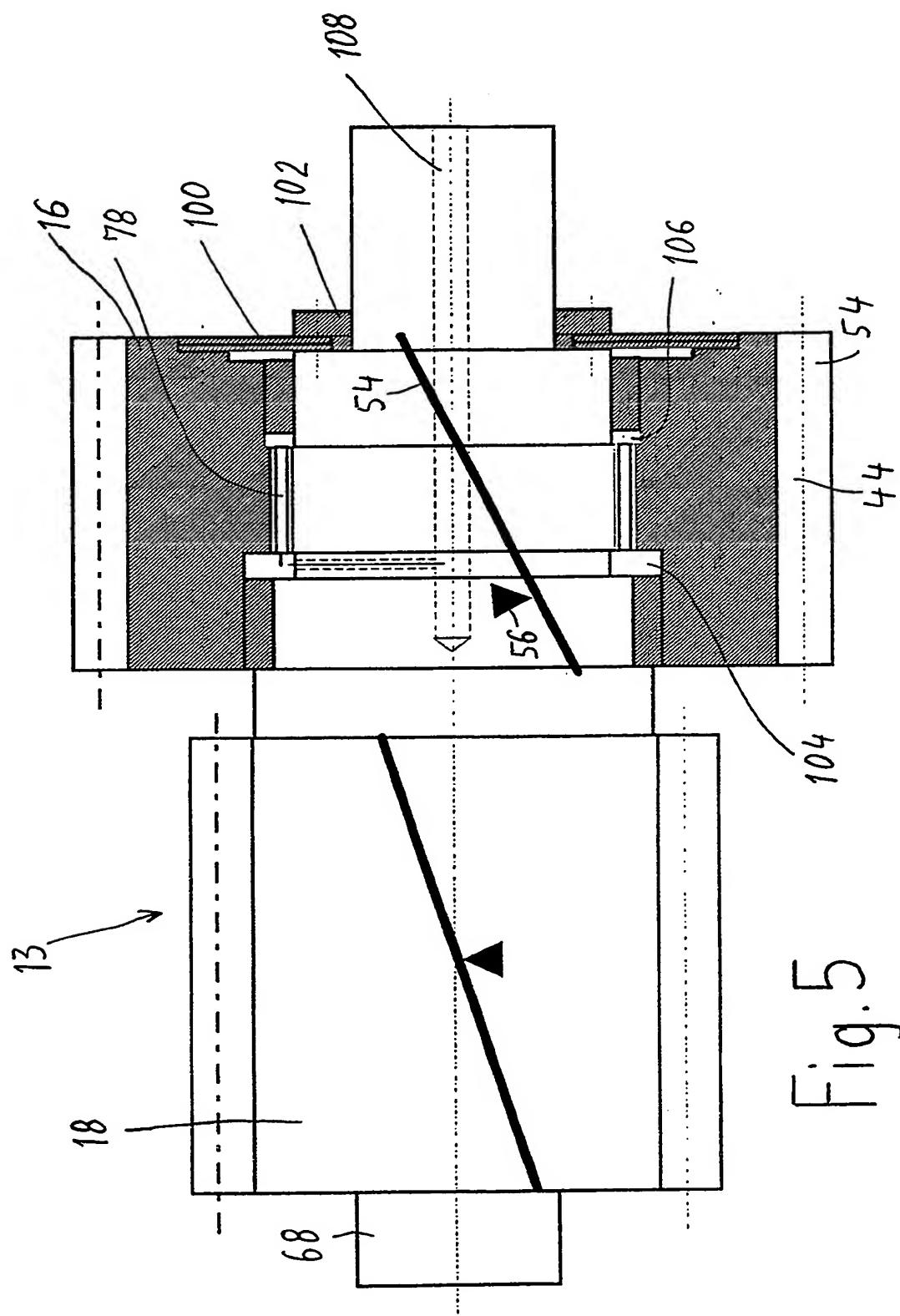


Fig. 5

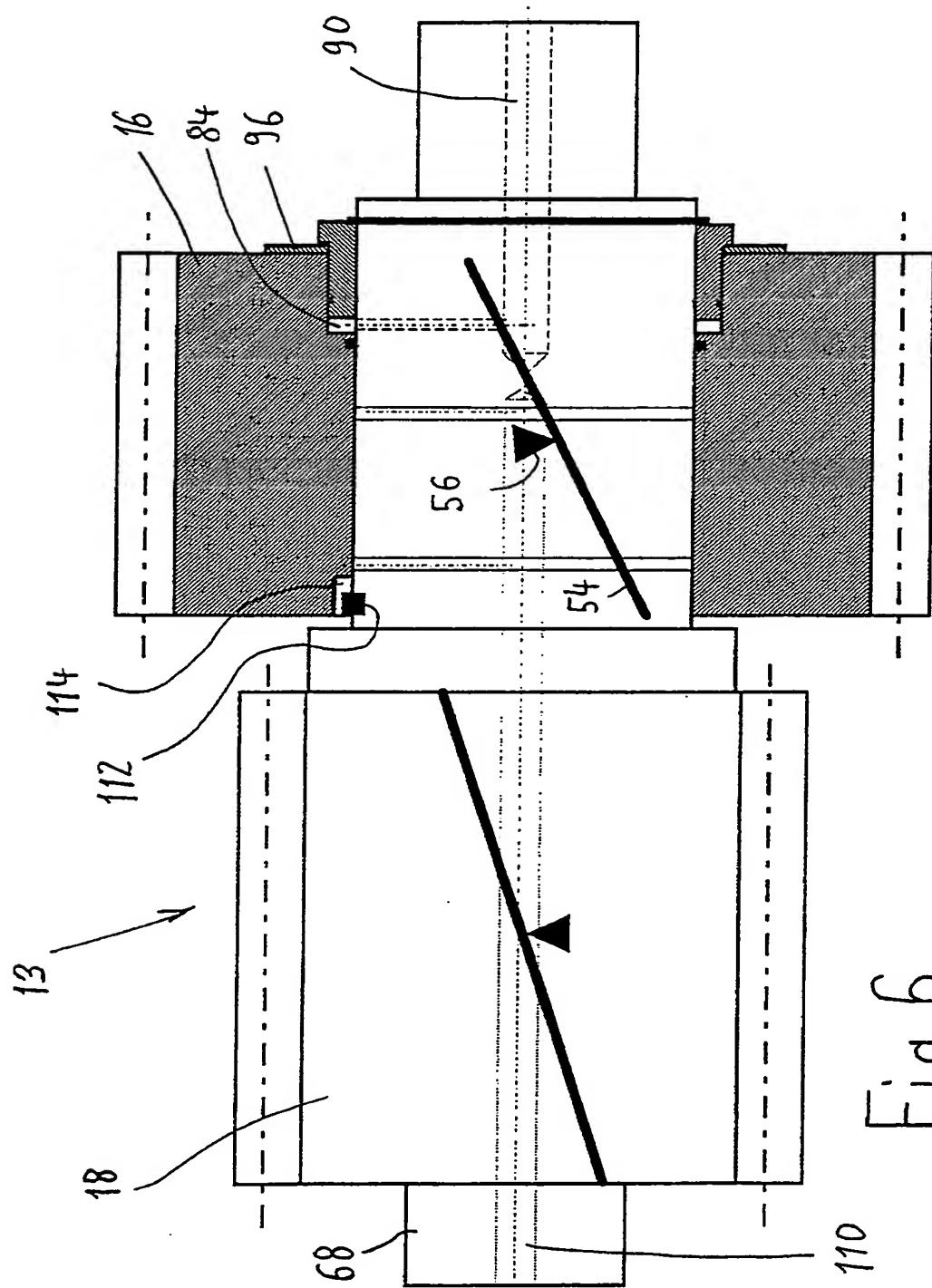


Fig. 6

Gear transmission for gas turbine

Patent number: DE19624083

Also published as:

Publication date: 1998-01-02

 DE19654896 (A)

Inventor: HIRT MANFRED PROF DR (DE); HOESLE HELMUT (DE)

Applicant: RENK AG (DE)

Classification:

- **international:** F16H1/20; F16H57/12

- **european:** F16H1/22; F16H57/00B

Application number: DE19961024083 19960617

Priority number(s): DE19961024083 19960617; DE19961054896 19960617

[Report a data error](#) [help](#)

Abstract of DE19624083

Each gear branch (13) contains a correspondingly inclined toothed input gearwheel (16) in engagement with the driving gearwheel (4) and an output gearwheel (18) correspondingly toothed in engagement with the driven gearwheel (6). The input and output gearwheels are arranged axially one behind the other and non-rotatably connected one with the other. Axial guides are provided, by which the input gearwheel and the output gearwheel of the gear branches are axially adjustable relatively to one another, without them being able to rotate relatively to each other during the axial adjustment. Axial loading drives load all input gearwheels (16) simultaneously with an equally sized axial load.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

DOCKET NO: WWL-8664
SERIAL NO: 10/536,581
APPLICANT: Arndt, Joachim et al.
LERNER AND STENBERG P.A.
P.O. BOX 2480
HOLLYWOOD, FLORIDA 33022
TEL. (954) 925-1100